

环形窄缝通道热流密度比对于干涸点的影响

段 枫¹, 苏光辉¹, 秋穗正¹, 肖泽军², 黄彦平²

(1. 西安交通大学 动力工程多相流国家重点实验室, 陕西 西安 710049;

2. 中国核动力研究设计院 空泡物理与自然循环国家级重点实验室, 四川 成都 610041)

摘要:为研究环形窄缝通道热流密度比对于干涸点的影响,基于液膜质量、动量、能量守恒方程以及汽芯动量方程和汽芯中夹带液滴的夹带率和沉积率关系式,建立了一个用于计算环形窄缝通道内竖直向上环状流干涸点的三流体模型。通过数值求解,得到并分析了临界含汽率随内外管壁热流密度比的变化趋势。当内外管壁面同时发生干涸时,临界含汽率、环状流加热长度和平均换热系数均达到最大,且对应的外、内管壁热流密度比随间隙和曲率的变化而变化。当在一管壁上发生干涸时,临界含汽率和另一管壁热流密度呈线性关系。

关键词:环形窄缝通道;干涸点;临界含汽率

中图分类号:TL41 **文献标识码:**A **文章编号:**1000-6931(2007)S0-0068-06

Influence of Heat Flux Ratio on Dryout Point in Narrow Annuli

DUAN Feng¹, SU Guang-hui¹, QIU Sui-zheng¹, XIAO Ze-jun², HUANG Yan-ping²

(1. State Key Laboratory of Multiphase Flow in Power Engineering,
Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. National Key Laboratory of Bubble and Natural Circulation,
Nuclear Power Institute of China, Chengdu 610041, China)

Abstract: In order to study the influence of heat flux ratio on dryout point in narrow annuli, a theoretical three-fluid model predicting for the dryout point of annular upward flow in the vertical narrow annuli with bilateral heating was developed. This model is based on the fundamental conservation principles: the mass, momentum, and energy conservation equations of liquid films and the momentum conservation equation of vapor core. Through numerically solving the model, the relationships between the critical quality and the ratio of heat flux on the outer wall to that on the inner wall q_o/q_i are obtained and analyzed. When the dryout point simultaneously occurs on the surfaces of the inner and outer tubes, the critical quality, the length from the onset of annular flow to the dryout point and the average heat transfer coefficient reach their peak values respectively. The q_o/q_i varies with the changes of the gap size and tube curvature. When

收稿日期:2007-05-08; **修回日期:**2007-07-23

基金项目:空泡物理与自然循环国家级重点实验室基金资助项目(51482060105WJ0816);新世纪优秀人才支持计划资助项目(NCET-06-0837)

作者简介:段 枫(1975—),男,陕西咸阳人,硕士研究生,核能科学与工程专业

the dryout point occurs on the alternative one of two surfaces, there will be a linear relationship between the critical quality and the heat flux on another surface.

Key words: narrow annuli; dryout point; critical quality

窄缝通道的高传热效率和结构紧凑等独特的热工水力特性是使其成为强化传热的最诱人结构形式之一。对于有套管式传热管结构的蒸汽发生器,其二次侧冷却剂从入口到出口经历了单相水、包含过冷沸腾和饱和沸腾的汽水两相流及单相蒸汽几种流型的转变,流动和传热工况极为复杂。

干涸点是划分环状流和雾状流以及决定传热计算分析的关键之一。同时,干涸点处的传热急剧恶化,壁温迅速上升,将造成传热设备出现慢速烧毁现象,对安全运行构成很大威胁。因此,进行环形窄缝通道内干涸点的理论和实验研究,对环形窄缝的工程应用和环形窄缝型传热设备的安全运行均有重要意义。

1 数学模型

环形窄缝通道汽芯夹带有液滴的环状竖直向上流动如图1所示。

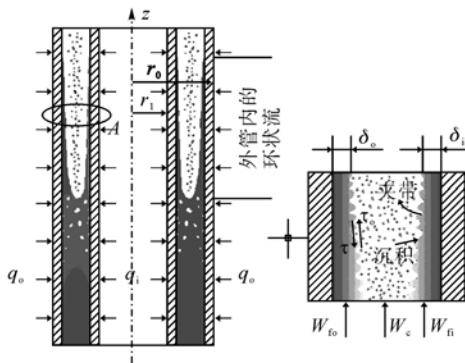


图1 双面加热环形窄缝通道内环状流示意图

Fig. 1 Narrow annuli with bilateral heating

均匀的热流由内管的外壁面和外管的内壁面传给流体。在环形通道中形成环状流时,将分别形成两个液膜:一个覆盖在内管外壁上,另一个覆盖在外管的内壁面上。在两个液膜之间是环形的汽芯。在汽液交界面上,存在着汽液两相间的质量交换,因而存在着沉降与夹带。

为建立环状流的理论模型,需作如下假定:

1) 流体的流动不可压缩;

2) 流动是稳定的;

3) 壁面上液膜的周向分布均匀;

4) 压力沿通道径向均匀;

5) 汽芯中液滴分布均匀,液滴和汽体之间无滑移,且保持热力学平衡。

1.1 基本守恒方程

内、外液膜质量、动量和能量守恒方程以及汽芯动量方程^[1-2]如下:

质量守恒:

$$\frac{d(W_{f,k})_f}{dz} = Pr_k(De p_k - En_k - \frac{q_k}{h_{fg}}) \quad (1)$$

动量守恒:

$$\begin{aligned} 2\pi r\tau\Delta z &= 2\pi(r_k \pm \delta_k)\tau_k\Delta z - \\ \rho_l g\pi[i(r_k + \delta_k)^2 + jr^2]\Delta z - \\ \frac{dp}{dz}\pi[i(r_k + \delta_k)^2 + jr^2]\Delta z \end{aligned} \quad (2)$$

能量守恒:

$$\frac{d}{dy}\left[(\eta + \epsilon_H)\frac{dT}{dy}\right] = 0 \quad (3)$$

其中:下角 $k=i, o$, 分别表示内液膜、外液膜;在动量方程中,对于内液膜, $i=1, j=-1$;对于外液膜, $i=-1, j=1$ 。

汽芯动量守恒:

$$-\frac{dp}{dz} = -\left(\frac{dp}{dz}\right)_f - \left(\frac{dp}{dz}\right)_{acc} - \left(\frac{dp}{dz}\right)_g \quad (4)$$

1.2 本构方程

1) 液膜内速度分布方程

按 Newton 粘度定理,有:

$$\tau = \mu_E \frac{du}{dy} \quad (5)$$

边界条件为:

$$\begin{cases} y=0, u=0 \\ y=\delta, \frac{du}{dy} = \frac{\tau_{int}}{\mu_E} \end{cases}$$

由式(2)可得到内、外液膜内剪应力分布,分别代入式(5)并积分,即得到内外液膜速度分布方程。对速度在液膜内积分可得到液膜的质量流量。

2) 汽液交界面剪应力方程

$$W_f = \int_0^\delta 2\pi r\rho_l u dy \quad (6)$$

采用改进的 Wallis 关系式^[3]求解汽液交界面剪应力,方程为:

$$\tau_i = \frac{1}{2} f_i \rho_e u_c^2 \quad (7)$$

其中, $f_i = 0.005(1 + 300(\delta/D_e - 0.0015))$ 。

3) 涡流粘度和紊流普朗特数

ϵ_m 和 Pr_t 采用文献[4]中的 Kays 经验关联式,有:

$$\begin{cases} \frac{\epsilon_m}{\nu} = 0.001 y^{+3}, y^+ < 5 \\ \epsilon_m = \left\{ 0.41 y \left[1 - \exp\left(-\frac{y^+}{25}\right) \right] \right\}^2 \cdot \\ \left| \frac{du}{dy} \right| \left(1.0 - \frac{y}{\delta} \right)^{1.5} \phi, y^+ \geq 5 \end{cases} \quad (8)$$

其中: $\phi = B_0^{0.3} \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.1}$, $B_0 = \frac{q}{Gh_{fg}}$, $y^+ = \frac{\nu u^*}{\nu}$, $u^* = \left(\frac{\tau_w}{\rho} \right)^{\frac{1}{2}}$ 。

湍流普朗特数的关系式为:

$$\begin{cases} Pr_t = 1.07, y^+ < 5 \\ Pr_t = 1.0 + 0.855 - \\ \tanh[0.2(y^+ - 7.5)], y^+ \geq 5 \end{cases} \quad (9)$$

涡流热扩散率与涡流扩散率的关系为:

$$Pr_t = \epsilon_m / \epsilon_{th} \quad (10)$$

4) 夹带率和沉积率的确定

Okawa 和 Kataoka 等^[5]对绝热两相环状流的沉积率和夹带率进行了实验研究,并结合前人的实验数据整理拟合出新的沉积和夹带率关系式。

(1) 沉积率关系式

沉积率关系式为:

$$Dep_h = k_{d0} C \quad (11)$$

$$\begin{cases} k_{d0} = 0.17 u_i / \\ (0.4 + 0.6 e^{-0.05 Z^*}), C^* \leq 0.2 \\ k_{d0} = \min(0.19 C^{*-0.2}, 0.105 C^{*-0.8}) \cdot \\ (0.28 + 0.72 e^{-0.06 Z^*}) / \\ \sqrt{\rho_g D_e / \sigma}, C^* > 0.2 \end{cases} \quad (12)$$

式中: Dep_h 为水力沉积率 ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$); k_{d0} 为沉积系数;无量纲数 $C^* = C/\rho_g$, C 是汽芯中液滴的浓度; u_i 为流体的平均速度;无量纲数 $Z^* = Z/D_e$, Z 为沉积长度。

上式适用于绝热充分发展的环状流,对于双面均匀加热环形通道内的环状流,需考虑液膜的蒸发对沉积率的影响。Milashenko^[6]的关联式反映了这一影响,有:

$$Dep_q = -k_q C \quad (13)$$

式中: k_q 为液膜的沉积阻碍系数, $k_q = q/(0.065 \rho_l h_{fg})$ 。

因此,沉积率的最终表达式为:

$$Dep = Dep_h + Dep_q \quad (14)$$

(2) 夹带率关系式

夹带率关系式为:

$$\begin{cases} En_h = \min(0.0038 \pi_{cl}, \\ 0.0012 \pi_{cl}^{0.5}, 0.0012) \rho_l \end{cases} \quad (15)$$

式中: En_h 为水力夹带率 ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$);

$$\pi_{cl} = \frac{f_i \rho_g (J_g^2 - J_{gc}^2)}{\sigma / \delta};$$

$$J_{gc}^* = \frac{\mu_l J_{gc} \sqrt{\rho_g / \rho_l}}{\sigma}$$

$$\begin{cases} J_{gc}^* = 1.5 Re_l^{-1/3} \\ Re_l < 160 \\ J_{gc}^* = \min(11.78 N_\mu^{0.8}, 1.35) Re_l^{-1/3} \\ 160 \leq Re_l \leq 1635 \\ J_{gc}^* = \min(N_\mu^{0.8}, 0.1146) \\ Re_l > 1635 \end{cases} \quad (16)$$

$$N_\mu = \frac{\mu_l}{\sqrt{\rho_l \sigma}} \left(\frac{g \Delta \rho}{\sigma} \right)^{1/4} \quad (17)$$

同理必须考虑壁面加热对夹带率的影响, Milashenko 的关联式^[6]为:

$$En_q = 1.75 \beta \rho_l u_i (10^{-3} q \rho_g / \rho_l)^{1.3} / 4\pi \quad (18)$$

式中, β 为液膜的体积份额。

因此,夹带率的最终表达式为:

$$En = En_h + En_q \quad (19)$$

5) 空泡份额模型

空泡份额采用 Smith 混合相-单相并流模型^[7]。

2 求解步骤

求解以上基本守恒方程和封闭方程,以获得液膜厚度沿轴向的分布。计算中认定,在 $\delta=0 \mu\text{m}$ 时发生干涸,对应的热流密度为 Q_{CHF} 。

求解流程如下:

- 1) 假定内、外液膜厚度的初始值;
- 2) 由汽芯动量方程计算压降;

3) 由内外液膜的动量方程及粘度定理求出速度分布,对速度在液膜内积分,以获得液膜的质量流量;

4) 由液膜连续方程求得内外液膜的质量流量;

5) 判断步骤3)和步骤4)中求得的液膜质量流量是否一致,若不一致,改变液膜厚度,重复步骤2)~5),直到两次求得的质量流量一致时为止;

6) 计算下一截面的液膜厚度,并判断液膜厚度是否等于 $0 \mu\text{m}$,若不等于 $0 \mu\text{m}$,则重复步骤2)~6),直到液膜厚度小于等于 $0 \mu\text{m}$,并输出计算结果。

3 结果与讨论

为验证本模型的正确性,将计算结果与实验结果进行了对比。

实验参数范围为:压力, $0.67 \sim 4.0 \text{ MPa}$;质量流速, $34 \sim 140 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 。

间隙为 0.95 mm 的环形通道的数据共计112组;间隙为 1.5 mm 的环形通道的实验数据共计234组。当间隙为 0.95 mm 和 1.5 mm 时,通道中干涸点处所对应的临界含汽率的理论计算值与实验值的比较如图2所示。

由图2可知,计算值与实验值间的偏差在 $\pm 15\%$ 内,均方根误差分别为 10.19% (0.95 mm) 和 7.05% (1.5 mm)。这一结果表

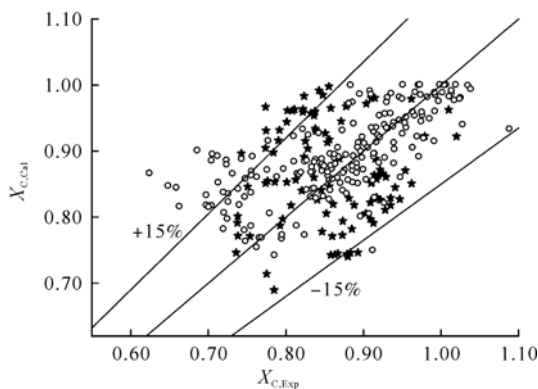


图2 干涸点处临界含汽率的
计算值与实验值的比较

Fig. 2 Comparisons between calculating and
experimental results

of critical quality in annular gap

★—— $s=0.95 \text{ mm}$; ○—— $s=1.5 \text{ mm}$

明,本模型能较好预测环形窄缝通道内环状流干涸点的发生。

为了研究系统重要参数外、内管壁热流密度比对于干涸点的影响,利用上述模型进行了大量的数值计算,得到了各关系曲线。

图3是不同工况下临界含汽率和外、内管壁热流密度比的关系曲线。可以看出:当内外管壁同时出现干涸时,临界含汽率出现一峰值,且该峰值对应的 q_o/q_i 值大于 1.0 。这是因为:发生干涸时,内外液膜的厚度变为零,整个截面只有夹带的液滴和蒸汽,含汽率达到最大值;峰值相对应的外、内管壁热流密度比 q_o/q_i 随通道间隙和曲率的增大而增大;内管壁热流密度对该峰值对应的 q_o/q_i 影响不大。这主要是与间隙、曲率对液膜厚度的影响有关,间隙和曲率大,外液膜与内液膜厚度之比也大。

从图3c可看出,当 d_i 大于 20 mm 后,临界含汽率变化很小。

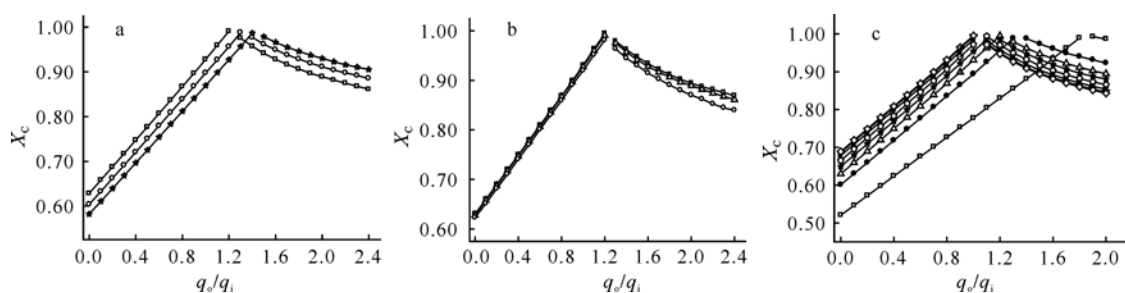
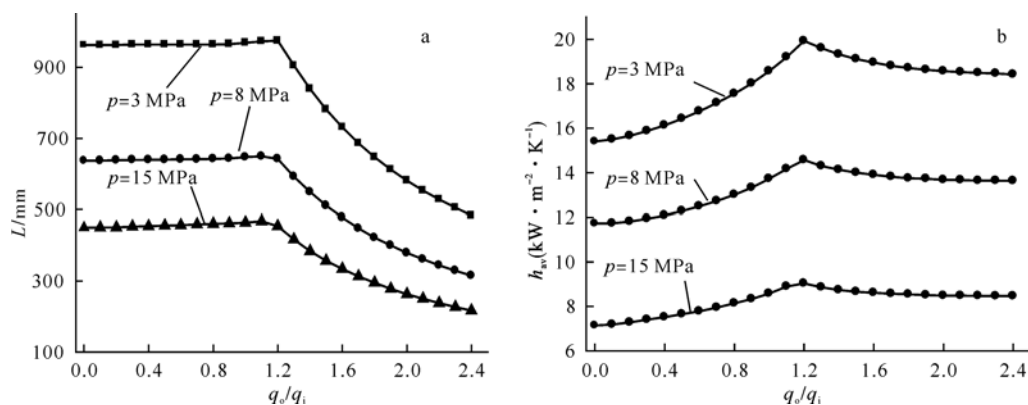
图4所示为从环状流起始到干涸的长度 L 和通道总的内外管平均换热系数 h_{av} 与 q_o/q_i 间的关系曲线。

图5所示为 X_c 与未发生干涸管壁的热流密度的关系。由图5可以看出,两者基本呈线性关系。这是因为当一个管壁发生干涸时,另一个壁面热流密度增加而导致含汽率增加的量基本是成比的。

图4a是从环状流起始到干涸点的长度与 q_o/q_i 的关系曲线;图4b是通道总的内外管平均换热系数 h_{av} (定义为总加热量除以加热面积,再除以液膜的平均 $(T_w - T_{sat})$) 与 q_o/q_i 的关系曲线。由图4可以看出,当内外管壁同时发生干涸时,加热长度和 h_{av} 均达到最大。因此,内外管壁同时发生干涸时的 q_o/q_i 值是一有重要意义的比值。当干涸点只发生在内管壁时,从环状流起始到干涸点的长度几乎不随 q_o/q_i 的变化而变化;当干涸点只发生在外液膜时,从环状流起始到干涸点的长度随 q_o/q_i 的增大而减小。

4 结论

1) 当内外管壁面同时发生干涸时,临界含汽率、环状流加热长度和平均换热系数均达到最大,且对应的 q_o/q_i 随间隙和曲率的变化而变化。

图3 X_c 和 q_o/q_i 的关系曲线Fig. 3 Relationships between X_c and q_o/q_i a——间隙 s 的影响; b——管壁热流密度 q 的影响; c——曲率 d_i 的影响a: $p=3.1$ MPa, $G=100$ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$, $q_i=100$ $\text{kW} \cdot \text{m}^{-2}$;□—— $s=0.95$ mm, ○—— $s=1.5$ mm, ★—— $s=2.0$ mmb: $s=0.95$ mm, $p=3.1$ MPa, $G=100$ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$;□—— $q=50$ $\text{kW} \cdot \text{m}^{-2}$, △—— $q=100$ $\text{kW} \cdot \text{m}^{-2}$, ○—— $q=200$ $\text{kW} \cdot \text{m}^{-2}$ c: $s=0.95$ mm, $p=3.1$ MPa, $G=100$ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$, $q_i=50$ $\text{kW} \cdot \text{m}^{-2}$;□—— $d_i=2$ mm, ●—— $d_i=5$ mm, △—— $d_i=8$ mm,★—— $d_i=12$ mm, ◇—— $d_i=12$ mm, ■—— $d_i=40$ mm,▽—— $d_i=100$ mm, ◇—— $d_i=200$ mm图4 从环状流起始到干涸的长度 L 和通道总的内外管平均换热系数 h_{tw} 与 q_o/q_i 的关系曲线Fig. 4 Relationships between q_o/q_i and length of annular flow

as well as average two-phase heat transfer coefficient

a—— L 和 q_o/q_i 的关系曲线; b—— h_{tw} 和 q_o/q_i 的关系曲线 $s=0.95$ mm; $G=100$ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$; $q_i=50$ $\text{kW} \cdot \text{m}^{-2}$

2) 当内、外管壁同时出现干涸时,临界含汽率将出现一峰值,该峰值对应的外、内管壁热流密度的比值大于1.0,峰值所对应的外、内管壁热流密度比随通道间隙和曲率的增大而增大,而内管壁热流密度对该峰值对应的外、内管

壁热流密度比则影响不大,从环状流起始到干涸点的长度和通道总的平均换热系数均达到最大。

3) 当在一个管壁上发生干涸时, X_c 和另一管壁的热流密度呈线性关系。

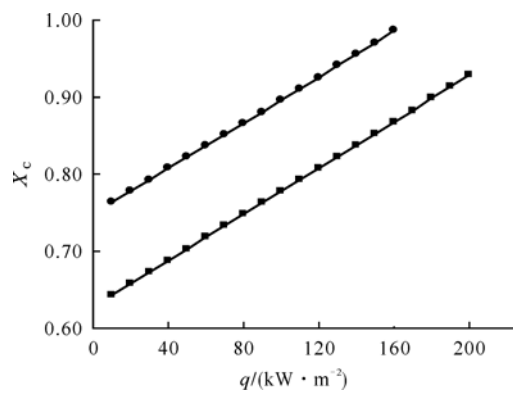


图5 X_c 与未发生干涸管壁的热流密度的关系

Fig. 5 Relationships between heat flux (don't result in dryout) and X_c

■ — $Q_{c,CHF} = 200 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$;

● — $Q_{c,CHF} = 200 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$

$s = 0.95 \text{ mm}$; $p = 3.1 \text{ MPa}$; $G = 100 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$

参考文献:

- [1] SU Guanghui, GOU Junli, FUKUDA K J, et al. A theoretical model of annular upward flow in a vertical annulus gap[J]. Nuclear Science Technol, 2003, 40(1): 1-11.
- [2] SU Guanghui, GOU Junli, QIU Suizheng, et al. Theoretical calculation of annular upward flow in a narrow annuli with bilateral heating[J]. Nuclear Engineering and Design, 2003, 225(2-3): 219-247.
- [3] SOMCHAI W, WITTAYA K. Interfacial friction factor in vertical upward gas-liquid annular two-phase flow[J]. Int Comm Heat Mass Transfer, 2001, 28(3): 323-336.
- [4] FU F, KLAUSNER J F. A separated flow model for predicting two-phase pressure drop and evaporative heat transfer for vertical annular flow[J]. Heat and Fluid Flow, 1997, 18(6): 541-549.
- [5] TOMIO O, ISAO K. Correlations for the mass transfer rate of droplets in vertical upward annular flow[J]. Heat and Mass Transfer, 2005, 48: 4 766-4 778.
- [6] MILASHENKO V I, NIGMATULIN B I. Burn-out and distribution of liquid in evaporative channels of various lengths [J]. Multiphase Flow, 1989, 15: 393-402.
- [7] 徐济鋈, 贾斗南. 沸腾传热和汽液两相流[M]. 2版. 北京: 原子能出版社, 2001: 78-79.